

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 55-103131  
(43)Date of publication of application : 07.08.1980

(51)Int.Cl. F16F 15/02

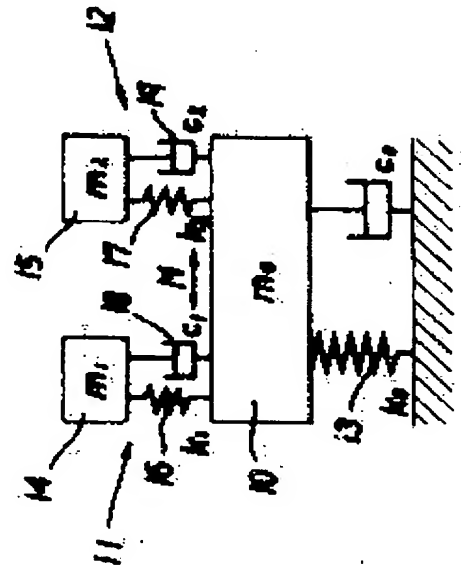
(21)Application number : 54-009372 (71)Applicant : AGENCY OF IND SCIENCE & TECHNOL  
(22)Date of filing : 30.01.1979 (72)Inventor : NISHIHARA KAZUE  
KUBA YASUYOSHI

(54) METHOD OF ABSORBING VIBRATION OF MACHINE FOUNDATION OR THE LIKE

(57)Abstract:

PURPOSE: To maintain the static or dynamic balance of a system as a whole and absorb the vibration of a rigid body, by providing two dynamic vibration absorbers which are different in various constants and located in different positions on the rigid body.

CONSTITUTION: When a vibrating rigid body 10 such as a machine foundation vibrates on a spring 13, dynamic vibration absorbers 11, 12 are provided in two positions to absorb the vibration. The dynamic vibration absorbers 11, 12 are conventionally composed of mass parts 14, 15, springs 16, 17 and dampers 18, 19 and different in various constants such as the mass, spring stiffness and viscosity. The natural frequency of each dynamic vibration absorber is set near the frequency of a stationary vibration source. The dynamic vibration absorbers 11, 12 are mounted in such positions on the right and left or rear and front or the like of a rotary vibrating machine that a foundation system including the machine is statically balanced. This results in enabling the enlargement of the absorbed vibration frequency range, absorption of higher mode of vibration, etc.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]  
[Date of sending the examiner's decision of rejection]  
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]  
[Date of final disposal for application]  
[Patent number]  
[Date of registration]  
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]  
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]  
[Date of extinction of right]

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑭ 特許出願公開

⑯ 公開特許公報 (A)

昭55-103131

⑰ Int. Cl.<sup>3</sup>  
F 16 F 15/02

識別記号

庁内整理番号  
6747-3 J

⑱ 公開 昭和55年(1980)8月7日

発明の数 1  
審査請求 有

(全 4 頁)

① 機械基礎等の振動吸収方法

横浜市緑区若草台 5-32

② 特 願 昭54-9372

② 発 明 者 久場康良

③ 出 願 昭54(1979)1月30日

横須賀市久里浜 5-3-9

④ 発 明 者 西原主計

① 出 願 人 工業技術院長

④ 指定代理人 工業技術院製品科学研究所長

## 明 細 書

### 1 発明の名称

機械基礎等の振動吸収方法

### 2 特許請求の範囲

1. 質量、固有振動数、減衰定数等の諸定数を具にする2個の動振器を機械基礎等の剛体上の異なる位置に付設することにより、系全体の静的つりあい及び動的つりあいを保持させ、上記剛体の振動を吸収させることを特徴とする機械基礎等の振動吸収方法。

### 3 発明の詳細な説明

本発明は、ばね上で単独に振動する剛体、例えば機械基礎の振動を抑制する振動吸収方法に関するものである。

従来、工作機械のびびり振動やエンジンの振動を防止するため、第1図に示すように、振動する物体1に一基の動振器2を付設して吸収する方法は知られている。

しかるに、機械基礎などの如く剛体がばね上で振るような場合には、一基の動振器の設置では静的及び動的バランスがくずれ易く、これを防ぐためには2基の同一動振器を基礎台両端部に設置することなどが考えられるが、この場合には支材及び手間の無駄は否めない。

本発明は、このような問題を解決しようとするものであって、質量、ばね剛さ、粘性などの諸定数を具にする2個の動振器を機械基礎等の剛体系に付設し、その静的バランスをとると共に、両者の固有振動数を定常振動数の振動数の近傍に設定して、一基或いは同一の二基の動振器を用いた場合よりも共振振動数範囲を拡げ、さらに一次、二次振動用等に分離設計することにより高次振動をも同時に吸収可能とした点に特徴を有するものである。

また、近年、工場等から発生する公害振動を防止する各種防振装置が開発されているが、振動中

( 1 )

( 3 )

の機械を防護するためには、いずれも機械の停止、撤去、基礎台の改良、防護装置の装着、再開付などの大がかりな工事を必要とする。

本発明は、このような工事の必要をなくし、機械基礎台上の適当な空地に二基の動振振器のばね部を固定を行うのみで、何ら機械の移動等の手間を要することなく振動できるようにした点にも特徴を有するものである。

そして、本発明の振動収収方法の応用範囲は極めて広く、機械基礎系及び振動する機械近傍の床部分のみならず、集中荷重、風圧等を受けて一定の振動を行う橋梁、ケーブル等の構造物、或いは振動を発生する機械、振動を受けては困る精密機械等の本体の振動防止に適用することができる。

第2図を参照して本発明の振動収収方法についてさらに詳細に説明すると、例えば機械基礎等の振動する構体10がばね11上において振動する場合、その振動の収収には2個所に動振振器11、12を付

( 3 )

設する。この動振振器11、12のそれぞれは、従来から公知の構成を有するもので、図面ではそれを質量部14、15、ばね16、17及びダンパー18、19によって等価的に示しているが、両動振振器11、12は、質量、ばね剛さ、粘性などの諸定数を異にするものを使用して、その両者の固有振動数を定常振動部の振動数の近傍に設定する。必要に応じて、一方の動振振器の固有振動数を高次振動の振動数に合わせることもできる。これらの動振振器11、12のばね部は、形鋼材、鋼板、金属ばね、磁力を有する部材などのいずれでもよく、質量部14、15には鋼板、コンクリートブロックなどを用いることができる。また、防護ゴムを用いれば上下及び左右の振動を同時に収収させる設計が可能となる。これらの動振振器11、12の取付位置は、例えば図解振動機械の左右、前後等、機械を含む基礎系の静的バランスがとれる位置であればよく、機械基礎台上の適当な空地に動振振器11、12のばね部を

( 4 )

固定すればよい。

以下、機械基礎振動系を例にとり、本発明の効果を数値計算によって説明する。

本発明の方法に基づき、第2図に示すように1自由度の基礎に変位方向を同じくする2個の動振振器11、12を設置した場合、その運動方程式は、

$$\left. \begin{aligned} m_0 \ddot{x}_0 + c_0 \dot{x}_0 + o_1 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + c_2 (\dot{x}_0 - \dot{x}_2) \\ + k_0 x_0 + k_1 (x_0 - x_1) + k_2 (x_0 - x_2) = M \omega^2 p^{\omega t} \\ m_1 \ddot{x}_1 - c_1 (\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - k_1 (x_0 - x_1) = 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 - c_2 (\dot{x}_0 - \dot{x}_2) - k_2 (x_0 - x_2) = 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

で与えられる。ただし、 $m_i$  ( $i=0, 1, 2$ )は質量、 $k_i$ はばね剛さ、 $c_i$ は粘性係数、偏字 $o$ は基礎、1、2は動振振器、 $M$ は励振モーメントである。

この応答振巾 $X$ は

$$\frac{X}{p^{\frac{1}{2}} \left( \frac{M}{m_0} \right)} = \frac{[(\alpha_1^2 - p^2)^2 + (2\zeta_1 \alpha_1 p)^2] \times [(\alpha_2^2 - p^2)^2 + (2\zeta_2 \alpha_2 p)^2]}{A} \quad \dots (2)$$

であり、ここに、

( 5 )

$$\begin{aligned} A = & [(1-p^2)(\alpha_1^2-p^2)(\alpha_2^2-p^2) + (\mu_1 \alpha_1^2 + \mu_2 \alpha_2^2) p^4 \\ & - (\mu_1 + \mu_2) \alpha_1^2 \alpha_2^2 p^2]^2 \\ & + (2\zeta_1 p)^4 [(\alpha_1^2 - p^2) + (\zeta_2 \alpha_2 p)^2] \cdot [(\alpha_2^2 - p^2) + (\zeta_1 \alpha_1 p)^2] \\ & + 2(\zeta_1 \alpha_1 p)^2 \{ \mu_1 (\zeta_1 \alpha_1 p)(\alpha_1^2 - p^2)^2 + (\zeta_2 \alpha_2 p)^2 \} \\ & + \mu_2 (2\zeta_2 \alpha_2 p) [(\alpha_1^2 - p^2)^2 + (\zeta_1 \alpha_1 p)^2] \\ & + (\zeta_1 \alpha_1 p)^2 (\zeta_2 \alpha_2 p)^2 [(1-p^2) - (\mu_1 + \mu_2) p^2]^2 \\ & + 2\mu_1^2 \mu_2^2 (\zeta_1 \alpha_1 p)(\zeta_2 \alpha_2 p) p^2 \\ & + (\zeta_1 \alpha_1 p)^2 [(1-p^2)(\alpha_2^2 - p^2) + \mu_1 p^4 - \alpha_2^2 (\mu_1 + \mu_2) p^2]^2 \\ & + (\zeta_2 \alpha_2 p)^2 [(1-p^2)(\alpha_1^2 - p^2) + \mu_2 p^4 - \alpha_1^2 (\mu_1 + \mu_2) p^2]^2 \end{aligned} \quad \dots (3)$$

となる。ただし

$$\begin{aligned} p^2 &= \omega^2 / (k_0 / m_0), & c_0 &= c_0 / 2 \sqrt{m_0 k_0} \\ c_1 &= c_1 / 2 \sqrt{m_1 k_1}, & c_2 &= c_2 / 2 \sqrt{m_2 k_2} \\ \alpha_1^2 &= k_1 m_0 / m_1 k_0, & \alpha_2^2 &= k_2 m_0 / m_2 k_0 \\ \mu_1 &= m_1 / m_0, & \mu_2 &= m_2 / m_0 \end{aligned}$$

である。

振巾式(2)は加振振動数軸上でせいぜい3個のピーク値をもち、そのピーク値は、

( 6 )

$$\frac{dX}{ds} = 0$$

... (d)

と与えられる。ことでの評価基準は、基礎系の質量に対して動吸振器の質量比が一定という条件のもとで、すべてのピーク値をみえかつ均等化することにかき、そのときの動吸振器の隔定数値を最適値とする。

動吸振器が2個の場合は1個の場合と違って粘性定数に無関係な不動点がないので、一方向探索法によって振動数応答の最小化をはかればよい。その一例を第3図に示す。同図によれば、比較例として示した動吸振器が1個でその負荷質量が本発明と同一の場合の最適値よりも吸振効果が7%向上することがわかる。なお、同図の曲線を得るための隔定数は次の通りである。

#### 1. 比較例の場合

$$\begin{aligned} m_0 &= 200 \text{ [kg]} & k_0 &= 2880000 \text{ [kg/sec}^2\text{]} \\ m_1 &= 60 \text{ [kg]} & k_1 &= 466800 \text{ [kg/sec}^2\text{]} \end{aligned}$$

(7)

その上に約480kgの質量を載せて基礎の一端に固定し、基礎の他端には同構造のばね要素上にそれぞれ482kgの質量を載せたものが曲線Ⅰ、288kgの質量を載せたものが曲線Ⅱ、240kgのものが曲線Ⅲである。

曲線Ⅰの場合は、動吸振器一基の場合より吸振振動数範囲が8割程度広くなり、かつこの範囲で7dB以上の減衰効果があることがわかる。これは、機械の設定振動数が多少変化する場合でも動吸振器が一基のものより吸振の安定度が高いことを意味している。

なお、曲線Ⅱ、Ⅲは、他方の動吸振器の固有振動数を機械の2次、3次の振動数などに合わせれば、基本振動と同時に高次振動も吸収できるとを我わしている。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は従来の方法の実施態様を示した説明図、第2図は本発明の方法についての説明図、第3図

(8)

特開昭55-103131 (3)

$$\begin{aligned} c_0 &= 0 \text{ [kg/sec]} & f_0 &= 19.10 \text{ [Hz]} \\ c_1 &= 1817.76 \text{ [kg/sec]} & f_1 &= 15.26 \text{ [Hz]} \\ \mu_1 &= 0.25 & \alpha &= 0.8 & \zeta_1 &= 0.3162 \end{aligned}$$

#### 2. 本発明の場合

$$\begin{aligned} m_0 &= 200 \text{ [kg]} & k_0 &= 2880000 \text{ [kg/sec}^2\text{]} \\ m_1 &= 25 \text{ [kg]} & k_1 &= 191501.6 \text{ [kg/sec}^2\text{]} \\ m_2 &= 25 \text{ [kg]} & k_2 &= 329189.1 \text{ [kg/sec}^2\text{]} \\ c_0 &= 0 \text{ [kg/sec]} & f_0 &= 19.10 \text{ [Hz]} \\ c_1 &= 756.8438 \text{ [kg/sec]} & f_1 &= 18.97 \text{ [Hz]} \\ c_2 &= 1204.875 \text{ [kg/sec]} & f_2 &= 15.26 \text{ [Hz]} \\ \mu_1 &= 0.125 & \alpha_1 &= 0.73125 & \zeta_1 &= 0.1725 \\ \mu_2 &= 0.125 & \alpha_2 &= 0.98425 & \zeta_2 &= 0.21 \end{aligned}$$

次に、第4図を参照して本発明を機械基礎の地面振動吸収に応用した例を数値的に説明する。

第4図において、曲線Ⅰは、動吸振器を付設せずに約10tの機械基礎を水平鉛直モーメントM=20kg・mで起振した場合のフーリエスペクトルを示すものである。これに対し、H形鋼100×50、長さ50mの4本門形ラーメン構造をばね要素とし

(9)

及び第4図は本発明についての効果を説明するための図である。

- 10...剛体、 11、12...動吸振器、  
14、15...質量部、 16、17...ばね、  
18、19...ダンパー。

指定代理人

工業技術院製品科学研究所長

川上達也

(10)

